

## **CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES CONVECTIVOS Y BALANCE TERMICO EN EL INTERIOR DE UNA CAVIDAD CÚBICA**

Vilte M., De Paul I.  
UNSa - INENCO<sup>#</sup>  
Av. Bolivia 5150 - 4400 Salta  
TE: 87-255424  
E-mail: depaul@unsa.edu.ar

**RESUMEN:** Los resultados de experiencias anteriores mostraban valores contradictorios en el cálculo del coeficiente de transferencia convectiva H sobre el techo de una cavidad cúbica llena con agua, en convección natural, al ser calentada desde una pared, atribuibles en principio a un calentamiento conductivo del techo en contacto con el calefactor. Se rediseñó el calefactor y se mejoraron las medidas de temperatura. Se muestra la distribución promedio de temperaturas en el interior del recinto en el estado estacionario, los valores de H calculados y un balance de las potencias entrantes y salientes por las paredes del local. Se analizan los valores obtenidos vinculándolos al movimiento visualizado en idénticas condiciones de evolución del flujo. Los resultados mostraron que las temperaturas elevadas medidas en el techo no se originan en un calentamiento conductivo desde el calefactor y que es necesario analizar más cuidadosamente la circulación en el interior del recinto.

**Palabras clave:** temperatura, coeficientes convectivos, cavidad, convección natural

### **INTRODUCCION**

En trabajos anteriores se realizaron estudios del problema de convección natural en una cavidad calentada por una pared lateral, en lo que hace a la visualización del perfil de flujo que se establece, (Vilte M., De Paul I., 2000; De Paul I., Vilte M., 2002) como de visualización de flujos (Vilte M., De Paul I., 2000)] la estimación del tiempo en el que se alcanza el estado estacionario, el análisis de los perfiles de temperatura en el recinto, (Vilte M., De Paul I., 1998; Vilte M., De Paul I., 1999) la correspondencia entre los perfiles de velocidad y las medidas térmicas para distintos tiempos de evolución del fenómeno, (Vilte M., De Paul I., 1998, Vilte M., De Paul I., 2000). Los coeficientes convectivos obtenidos sobre el techo dieron valores negativos indicando que el techo estaba a mayor temperatura que el agua. Este resultado se interpretó suponiendo un efecto importante de conducción desde el calefactor en contacto con el techo.

Para eliminar este efecto se rediseñó el calefactor de manera que no estuviera en contacto con el techo. Se colocaron las termocupas a una distancia más próxima a las superficies (0.005 m) para tener en cuenta la temperatura del agua que realmente realiza el intercambio térmico con las superficies, dado que la temperatura media del ambiente o la del centro del local no brindan resultados suficientemente realistas. Con estos cuidados, se calcularon los coeficientes H y se analizaron los resultados obtenidos comparándolos con los anteriores.

### **DISPOSITIVO EXPERIMENTAL**

La cavidad llena de agua desgasificada es de  $0,10 \times 0,10 \times 0,10 \text{ m}^3$  de volumen, las paredes laterales de vidrio flotado de 3mm de espesor, con techo y piso de acrílico. La pared lateral se calienta con una resistencia eléctrica conectada a una fuente, la potencia de suministrada es de 12 W. Con el objetivo de mejorar la estimación de los H convectivos, los sensores, termocupas en nuestro caso, se ubican en el centro de las paredes, en la superficie interna y externa así como a 0.5 cm de la pared interna o sea en el agua, tal como se indica en la Gráfica 1. La temperatura sensada por las termocupas se registra con un datalogger con un error de calibración de  $\pm 0.3^\circ\text{C}$ .

---

<sup>#</sup> Instituto UNSa - CONICET

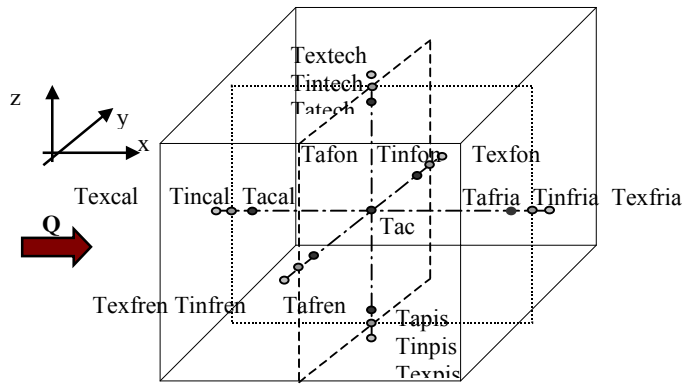


Figura 1. Esquema de la ubicación de los sensores de temperatura en la cavidad y del dispositivo de visualización.

## RESULTADOS EXPERIMENTALES

En una primera sesión de medidas se obtuvieron resultados similares a experiencias anteriores en lo que se refiere al valor de temperatura del agua cerca del techo, menor que la temperatura registrada en la superficie del mismo. En la pared del frente ocurre una situación similar por lo que se repitieron las experiencias modificando la superficie del calefactor de modo que no toque el techo. En general la temperatura del laboratorio se mantuvo entre 17 y 19 °C durante todas las experiencias realizadas. Por trabajos anteriores se conocía el tiempo en que el sistema alcanza el estado estacionario, el cual es a partir de aproximadamente las 8 horas de iniciado el calentamiento. Las experiencias realizadas constatan esta estimación, como se puede observar en la figura 2, en la que se muestra la evolución de las temperaturas en la dirección horizontal x.

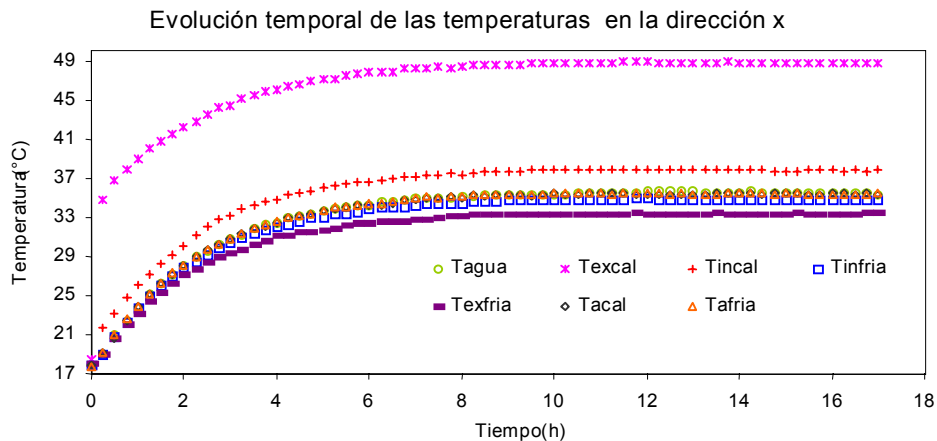


Figura 2. Evolución de las temperaturas en la dirección horizontal que pasa por el centro de la cavidad.

## DISTRIBUCIÓN PROMEDIO DE LAS TEMPERATURAS EN LA CAVIDAD

En las tablas 1, 2 y 3 se muestran los valores promedios sobre 40 medidas en estado estacionario, de las temperatura que se establecen en la cavidad. Se observa que cuando se entrega una potencia 12 W a través de una de las paredes laterales en un ambiente con una temperatura que oscila alrededor de los 19 °C, la temperatura en el centro de la cavidad se estabiliza en alrededor de 35°C. En el piso y zonas adyacentes a esta zona se registran las temperaturas más bajas. La temperatura exterior de la pared caliente llega alrededor de los 48°C, mientras que la interna a 37° C, por lo que existe entre las superficies interna y externa una diferencia de temperatura siempre mayor o igual 11 °C. Los valores de temperatura en el agua cerca de la pared caliente y de la pared fría a 0.5 cm de las superficies son muy parecidos lo que hacer suponer que en el estado estacionario se establece un núcleo isoterma en el recinto como lo citan otros trabajos (Elder, 1965).

Las experiencias realizadas, en las que se evitó cuidadosamente que el techo estuviera en contacto con el calefactor, mostraron los mismos resultados que en las experiencias anteriores: la temperatura del agua a 0.5 cm del techo era menor que la de la superficie interna del techo, mientras que la temperatura en la superficie externa era la que presentaba mayores oscilaciones. Estos resultados fueron interpretados en los siguientes términos: los registros visuales de la circulación en el plano xz, realizados anteriormente (Vilte y De Paul, 2000) muestran que hay una capa límite muy delgada que asciende por la pared caliente y se desplaza a lo largo del techo; al chocar contra la pared fría se produce un rebote y una recirculación de agua más fría debajo del

techo (Figura 3). Los resultados de las medidas sugieren que la termocupla está ubicada en la zona de recirculación más fría y no se mide la temperatura del agua caliente de la capa límite que realiza la transferencia térmica hacia el techo.

	Temperatura (C)
Techo interior (Tintech)	35,4±0,2
Techo exterior (Textech)	32,5±0,4
Agua a 0.5 cm del techo (Tatech)	33,6±0,1
Piso interior (Tinpis)	31,2±0,1
Piso exterior (Texpis)	27,7±0,1
Agua a 0.5 cm del piso (Tapis)	32,2±0,1

Tabla 1. Valores promedios de temperaturas en la dirección z.

	Temperatura (C)
Interior de la pared caliente (Tincal)	37,8±0,1
Exterior de la pared caliente (Texcal)	48,7±0,1
Agua a 0.5 cm de la pared caliente (Tacas)	35,4±0,1
Interior de la pared fría (Tinfria)	34,9±0,1
Exterior de la pared fría (Texfria)	33,3±0,1
Agua a 0.5 cm de la pared fría (Tafria)	35,4±0,1

Tabla 2. Valores promedios de temperatura en la dirección x.

	Temperatura (C)
Interior de la pared del frente	35,3±0,1
Exterior de la pared del frente	33,3±0,1
Agua a 0.5 cm de la pared del frente	34,8±0,1
Interior de la pared del fondo	34,4±0,1
Exterior de la pared del fondo	33,1±0,1
Agua a 0.5 cm de la pared del fondo	34,8±0,1

Tabla 3. Valores promedios de temperatura en la dirección y.

En la dirección transversal, que va desde la pared del frente a la del fondo, la distribución de las temperaturas es muy simétrica excepto que en la superficie interna de la pared del frente se registra también una temperatura mayor que la del agua cercana a esta pared, se podría suponer que ocurre lo mismo que en el techo, pero no se puede asegurar este hecho ya que no se tienen registros visuales de la circulación en esta dirección, lo que es una tarea que debe realizarse en el futuro.

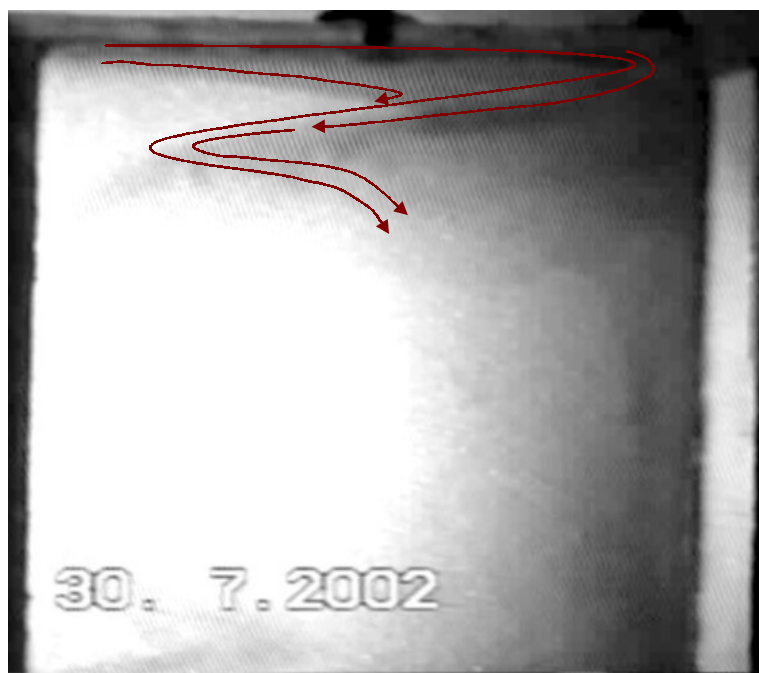


Figura 3. Registro fotográfico que muestra el desplazamiento de la capa límite delgada caliente por el techo y la recirculación por debajo del mismo.

## BALANCE TÉRMICO EN LA CAVIDAD

Para estimar los coeficientes convectivos en cada superficie de la cavidad, se empleó la siguiente expresión:

$$H = \frac{k}{e} A \frac{(T_{in} - T_{ex})}{(T_a - T_{in})} \quad (1)$$

k: conductividad del material de la pared de la cavidad, vidrio o acrílico.

e: espesor de la pared.

A: área de la superficie transversal.

T<sub>in</sub>: temperatura en la superficie interna de la pared de la cavidad.

T<sub>ex</sub>: temperatura en la superficie exterior de la pared de la cavidad.

T<sub>a</sub>: temperatura en el agua a 0.5 cm de la superficie interna de la pared de la cavidad.

El cálculo de las potencias entrantes y salientes de la cavidad se realizó usando la siguiente expresión:

$$P = HA(T_a - T_{in}) \quad (2)$$

En condiciones en que la temperatura ambiente es de 19°C, los valores obtenidos de los H convectivos, son los que aparecen en la segunda columna la tabla 4. La tercera columna corresponde a las diferencias de temperatura  $\Delta T = T_a - T_{in}$  según la expresión (2). La última columna muestra la potencia P, entrante o saliente según el caso, a través de cada superficie, con los siguientes valores de área: 0.01 m<sup>2</sup> en todas las paredes y 0.0098 m<sup>2</sup> en el techo. Al final de la tabla se presenta un balance de las potencias entrantes y salientes del sistema que da un valor alrededor de -0.5 W, que representa un 4% de la potencia suministrada, que se considera aceptable.

La potencia de calentamiento es la potencia eléctrica suministrada menos las pérdidas térmicas a través del soporte del calefactor. Dicho calefactor está construido sobre una placa de fibra de vidrio aislado con papel aislante y una placa de poliestireno expandido de 1.5 cm de espesor por lo que las pérdidas al ambiente no exceden los 0.5 W. En cuanto a las demás magnitudes de las potencias determinadas en las paredes del techo, fría, frente y fondo los valores son similares, alrededor de los 2W. Estos resultados están de acuerdo con la magnitud de la velocidad del agua que se observa en el plano xz, en las experiencias de visualización del flujo.

H	H (W/m <sup>2</sup> C)	$\Delta T(^{\circ}C)$	P (W)
Hcal	589,1	-2,1	-12,1
Hfría	464,9	0,5	2,3
Htecho	-115,8	-1,9	2,2
Hpiso	99,2	0,9	0,9
Hfrente	-707,4	-0,5	3,5
Hfondo	536,2	0,5	2,7
Balance de potencias entrantes y salientes del sistema: $\Sigma P_i$			-0,5
error%			4,0

Tabla 4. Valores calculados de los coeficientes convectivos, de las potencias entrantes y salientes en la cavidad, y el balance de las potencias en la cavidad.

Los coeficientes h sobre el techo y la pared del frente son negativos, algo que si bien es lo que resulta de la distribución de temperaturas medidas es a priori contrario a lo esperado: no es razonable que el agua encerrada en la cavidad con una temperatura próxima a los 30°C, en un ambiente a 19°C se caliente desde el techo, a menos que haya algún mecanismo que genere esa distribución de temperaturas. Para aclarar el origen de este resultado es necesario analizar más cuidadosamente las características de la circulación en el interior del cubo, implementando técnicas ópticas de mayor precisión y eventualmente considerar la conducción desde las paredes.

## CONCLUSIONES

Del presente trabajo se puede concluir lo siguiente.

- Las temperaturas medidas en el techo, más altas en la superficie que en el agua próxima no parecen originarse en un efecto de conducción desde el calefactor.
- La confirmación de esta observación plantea el uso de técnicas más precisas tanto de visualización de flujos como de medida de la temperatura del agua cercana al techo para tener la precisión requerida.
- Se calcularon los coeficientes convectivos sobre las superficies, con los cuales se realizó un balance térmico que cierra con una indeterminación del 4%.

## REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- Bohm, M. S. Experimental study of three dimensional natural convection at high Rayleigh number. *SERI Report*. (1985).
- Burmeister, L. C. (1983) "*Convective heat transfer*". J. Wiley & Sons. EE. UU.
- Clausing, A. M., Lister, L. D., Waldvogel, J. M. Combined convection from isothermal cubical cavities with a variety of side-facing apertures. *Journal of Heat and Mass Transfer*, **Vol.32**, 8, 1565, (1989).
- De Paul I., Vilte M (1999). "Distribución de temperatura del agua que convecta en una cavidad cúbica". *Avances de Energías Renovables y Medio Ambiente* 3, N°2, 65 - 68.
- De Vahl Davies, G. Natural convection of air in a square cavity: a bench mark numerical solution. *Int. Journal for Numerical Methods in Fluids*, **Vol. 3**, 249, (1983).
- Henkes, R.A.W.M., Lankhost, A. M. y Hoogendoorn, C. J., Structure of laminar natural convection flow in a square cavity heated from the side for infinitely large Rayleigh number. *Natural Convection in Enclosures, ASME, HTD – Vol 99*, 9, (1988).
- Khalighi, B., Braun, M. J., Freitas, C. J. (Editores) "*Flow visualization – 1989*". *ASME Transactions*, (1989).
- Merzkirch, W. (1974). "*Flow visualization*". Academic Press Inc.
- Ostrach, S. Natural convection in enclosures. *Advances in heat transfer* **Vol 8**, 161, (1972).
- Vilte M., De Paul I. (1997). "Análisis de la interacción térmica e hidrodinámica en un recinto cerrado producida por convección natural". *Actas de la XXa. Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energía Solar*. Río Cuarto, Córdoba.
- Vilte M., De Paul I., Mesa F. (1998) "Transferencia térmica en un recinto cerrado producido por convección natural". *Avances de Energías Renovables y Medio Ambiente* 2, N°1, 2, 49- 52.
- Vilte M., De Paul I (2000). "Transferencia térmica por convección natural en un recinto cerrado en condiciones de equilibrio térmico y dinámico". *Avances de Energías Renovables y Medio Ambiente*, 4, 1, 2, 87-92.
- Vilte M., De Paul I (2002). "Convección natural en una cavidad: Comparación de una simulación numérica con resultados experimentales". *Avances de Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 6, Tomo II, Sección 08.19-24.
- Wong, H. W. (1981) "*Manual de formulas y Datos esenciales de TRANSFERENCIA DE CALOR PARA INGENIEROS*". Geminis S.R. L. Buenos Aires.

## ABSTRACT

The results of previous experiences showed contradictory values for the convective transference coefficient  $H$  on the roof of a cubic cavity filled with water, in free convection under a sideways heating from a wall. In principle, this was interpreted as a conductive heating from the heater in contact with the roof. Improvements were introduced in the design of the heater and temperature measurements. Mean temperature distribution inside the cavity in stationary state, calculated  $H$  coefficients and a balance of incoming and outgoing thermal power through the walls were shown. The values obtained are analysed and related with previous experiences of flow visualization. The results showed that the high temperatures on the roof are not originated in a conductive effect from the heater and that it is necessary to analyse more carefully the circulation inside the cavity.

**Keywords:** Temperature, cavity, convective heat transfer coefficients, natural convection.